

ELEMENTOS DEL CÁLCULO DE COMPRESORES AXILES

Por CARLOS SANCHEZ TARIFA
INGENIERO AERONAUTICO DEL I. N. T. A.

TERCERA PARTE (1)

Cálculo mecánico de los álabes.

Materiales. — Tres tipos de álabes, en cuanto al material se refiere, vienen utilizándose en la práctica: de acero, estampados y mecanizados; de aleación ligera bonificable de forja, y, por último, de aleación ligera fundida.

Cada uno de estos materiales tiene sus ventajas e inconvenientes. Con álabes de acero los compresores son más cortos, puesto que las cuerdas pueden ser más pequeñas; pero, en cambio, los esfuerzos centrífugos son mayores y la fabricación es más costosa. Los álabes de aleación ligera, estampados y mecanizados, se utilizan con gran frecuencia, presentando muy buenas características en cuanto a peso y resistencia. También son de uso común los de aleación ligera de moldeo, utilizándose para su fabricación el método del "molde de cera perdido", que consiste, en esencia, en fundir en coquilla álabes de cera, que luego sirven para sacar el modelo vaciado en piedra artificial. Con este procedimiento se consigue disminuir notablemente el tiempo de fabricación, teniendo especial ventaja para la construcción de grandes series.

Recientemente se ha utilizado otro método (álabes del "Mamba") basado en una estampación de gran precisión, que permite terminar las superficies de los álabes con unas fases de simple pulido.

Esfuerzos de cálculo.

Los álabes móviles, únicos que interesa calcular por resistencia de materiales, trabajan sometidos

a esfuerzos producidos por la fuerza centrífuga y por la presión de los gases. La primera da lugar sobre la sección de empotramiento a un esfuerzo de tracción uniforme y a dos esfuerzos secundarios de flexión, ya que, en general, la resultante de las fuerzas centrífugas no cortará a los ejes principales de inercia. Las fuerzas de presión de los gases producirán dos momentos flectores según dichos ejes, un esfuerzo cortante sobre la sección de cálculo y un momento torsor. Como puede comprobarse, los únicos esfuerzos que tienen realmente importancia son los de tracción de la fuerza centrífuga, los de flexión de los gases en el sentido del eje de inercia mínima y los de flexión secundaria según este mismo eje.

La sección de cálculo será la de empotramiento. Esto puede decirse que acontece en cualquier tipo de álabe, aunque se adopte una ligera disminución de la cuerda y área de la sección en sentido decreciente de la base al vértice. Según esto, los primeros elementos que habrán de calcularse serán el área, centro de gravedad y ejes principales de inercia de la sección de empotramiento, así como la variación radial de áreas y centros de gravedad a todo lo largo del álabe.

Elementos geométricos de la sección.

El cálculo aerotermodinámico de los álabes nos proporciona su forma geométrica en cualquier sección a partir de la línea de curvatura media, que es la que realmente se determina, y del perfil simétrico-básico que se haya escogido; pudiendo efectuarse todos los cálculos en función de la cuerda, la

(*) La primera y segunda partes de este trabajo han sido publicadas en los números 3 y 4 de INGENIERÍA AERONÁUTICA.

En este artículo tenemos que agradecer la eficaz colaboración prestada por el Teniente Cadete de 5.º Curso de Ingenieros Aeronáuticos, J. M. SALAS LARRAZÁBAL.

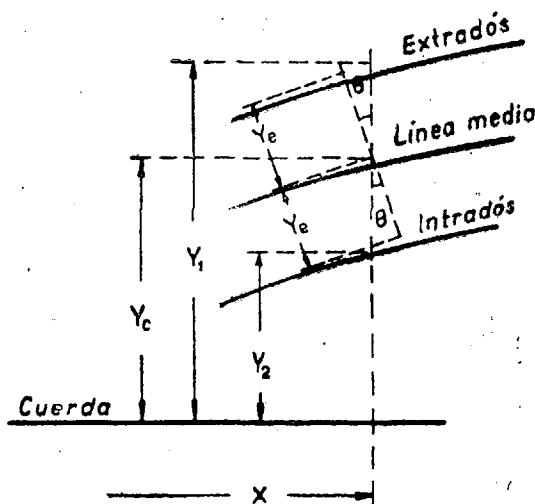


Figura 34.

cual habrá de ser determinada precisamente por las condiciones de resistencia del material.

El área de la sección puede determinarse fácilmente con planímetro, o bien analíticamente, si es que se ha elegido un perfil en el que su forma geométrica esté definida mediante ecuaciones. Este es el caso de los perfiles simétricos N. A. C. A. de cuatro y cinco cifras, que vienen dados por combinaciones de arcos parabólicos en la forma:

$$y_e/c = \sum a_i x^m \quad (m = 1/2, 0, 1, 2, 3 \text{ y } 4).$$

En el caso que nos ocupa, el perfil no es simétrico, sino que está trazado a partir de su línea de curvatura media, tomando sobre la normal a ella segmentos iguales a y_e en uno y otro sentido. El área vendrá dada por (fig. 34):

$$\sigma_a = \int_0^1 (y_1 - y_2) dx \approx \int_0^1 \frac{2 y_e}{\cos \theta} dx \quad (*).$$

Para directriz circular resulta (fig. 35):

$$\text{sen } \theta = \frac{c/2 - x}{r_v};$$

obteniéndose:

$$\sigma_a = 2r_v \int_0^1 \frac{y_e dx}{\sqrt{r_v^2 - (c/2 - x)^2}} \quad [56]$$

Sustituyendo en esta fórmula cualquiera de las diversas expresiones que podemos tener para y_e , se obtiene el área mediante una suma de integrales fáciles de calcular.

En la práctica puede prescindirse muchas veces de la influencia de la curvatura en el valor del área de la sección. En efecto: el valor máximo del ángulo θ se presenta para $x = 0$ ó $x = c$, resultando:

$$(\text{sen } \theta)_{\text{máx}} = \frac{c}{2r_v} = \text{sen } \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}.$$

El valor máximo de $\beta_1 - \beta_2$ no suele ser mayor de unos 30° en ningún tipo de álabes, con lo que resulta que los valores máximos de $\text{sen } \theta$ no sobrepasan de 0,25-0,27, mientras que el coseno tiene sus valores mínimos superiores a 0,96-0,97. Teniendo en cuenta estos datos y destacando que estos valores grandes del ángulo θ solamente se presentan en las proximidades de los bordes de

(*) Mediante un desarrollo en serie de la expresión de $y_1 - y_2$, de la que sólo se toman los primeros términos, puede efectuarse con rigor esta simplificación que hemos admitido. Todas las ordenadas y áreas las suponemos adimensionales, debiéndose haber escrito en rigor $y_{i/c}$ y σ_{a/c^2} .

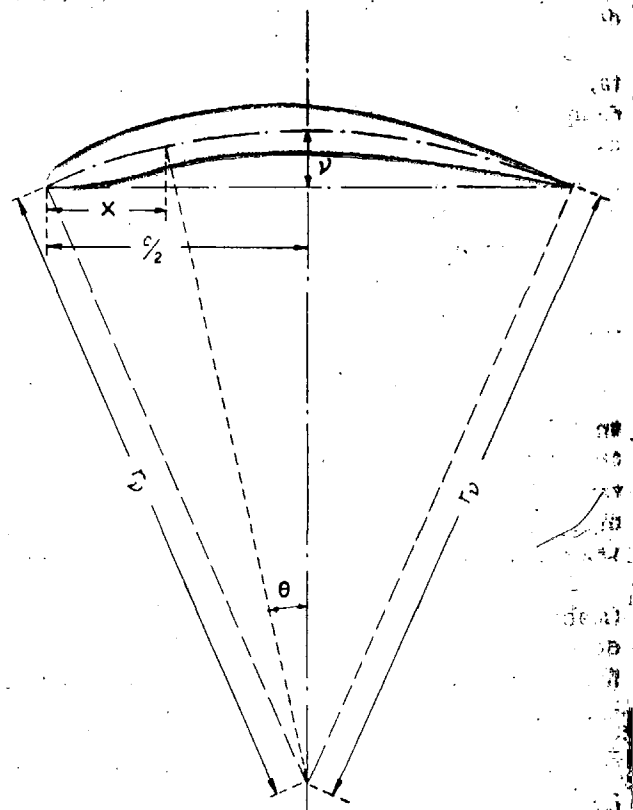


Figura 35.

ataque y salida, resulta que tomando como expresión del área el valor:

$$\sigma_a = \int_0^1 2 y_e dx, \quad [57]$$

que corresponde al caso de perfil simétrico, no se cometen errores superiores al 2 por 100 en la mayoría de los casos.

Para la determinación del centro de gravedad, ejes y momentos de inercia existen numerosos procedimientos gráficos: métodos de MÖHR, NELHS, etcétera, que pueden aplicarse fácilmente cuando se trata de perfiles. Aquí nos limitaremos a insertar un método mixto, que puede ser ventajoso en algunos casos, y con el que puede estudiarse la influencia que ejercen en su resistencia los diversos parámetros que definen la forma del perfil.

La abscisa x_G y ordenada y_G del centro de gravedad vendrán dadas por:

$$x_G = \frac{\int_0^1 \frac{y_e}{\cos \theta} x dx}{\int_0^1 \frac{y_e}{\cos \theta} dx}; \quad [58]$$

$$y_G = \frac{\int_0^1 \frac{y_e}{\cos \theta} y_c dx}{\int_0^1 \frac{y_e}{\cos \theta} dx}. \quad [59]$$

En la primera fórmula la influencia de la curvatura no tiene importancia alguna, pudiendo tomarse en ella $\cos \theta = 1$. La determinación de la ordenada y_G debe efectuarse con la mayor exactitud posible, pues de ella van a depender directamente todos los esfuerzos importantes de flexión. No obstante, y debido a la compensación de los errores entre el numerador y denominador, en muchos casos puede tomarse como expresión de dicha ordenada la fórmula simplificada:

$$y_G = \frac{\int_0^1 y_e y_c dx}{\int_0^1 y_e dx}, \quad [60]$$

que no suele proporcionar errores superiores al 1,5 por 100.

La expresión de y_c en función de x , para el caso de directriz circular, puede deducirse de la ecuación de dicha línea de curvatura media:

$$x^2 + cx + y_c^2 + 2y_c \sqrt{r^2 - c^2/4} = 0.$$

En general, la fórmula [60], y aun más la [59], no son de cálculo sencillo, por lo cual conviene determinarlas mediante integraciones gráficas.

Para el cálculo de los ejes y momentos principales de inercia hay que determinar primero los momentos respecto a otros dos ejes cualesquiera que pasen por el centro de gravedad. En nuestro caso tendrá especial ventaja elegirlos paralelos a los primitivos OX - OY, ya que, mediante aplicación de la fórmula de STEINER, podrán expresarse fácilmente sus momentos de inercia en función de los que se obtengan para los ejes primitivos. Se deducen inmediatamente las expresiones siguientes (fig. 36):

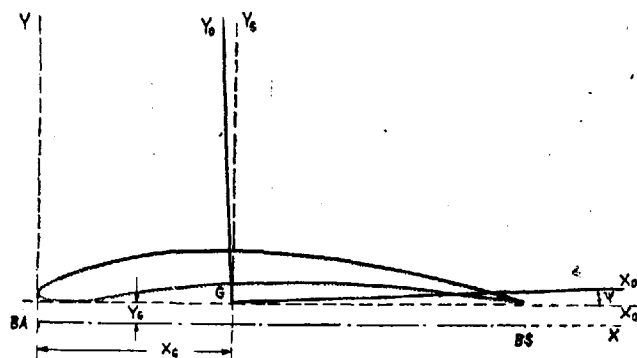


Figura 36.

$$I_y = \int_0^1 \frac{2 y_e}{\cos \theta} x^2 dx; \quad [61]$$

$$I_{y_G} = \int_0^1 \frac{2 y_e}{\cos \theta} x^2 dx - \sigma_a x_G^2. \quad [62]$$

El momento de inercia respecto al eje de las X vendrá dado por la integral doble siguiente:

$$I_x = \int_0^1 \left[\int_{y_c - \frac{y_e}{\cos \theta}}^{y_c + \frac{y_e}{\cos \theta}} y^2 dy \right] dx = \quad [63]$$

$$= \int_0^1 \left(2y_c^2 + \frac{2}{3} \frac{y_e^2}{\cos^3 \theta} \right) \frac{y_e}{\cos \theta} dx,$$

y también:

$$I_{x_G} = \int_0^1 \left(2y_c^2 + \frac{2}{3} \frac{y_e^2}{\cos^3 \theta} \right) \frac{y_e}{\cos \theta} dx - \sigma_a y_G^2. \quad [64]$$

En estas expresiones podrá tomarse con frecuencia $\cos \theta = 1$, sobre todo teniendo en cuenta que esta simplificación reduce en una pequeña cantidad el valor de los momentos, con lo que, en todo caso, no supone más que un aumento en el margen de seguridad. También para estas fórmulas resulta mucho más fácil y cómodo integrarlas gráficamente.

Por último, el producto de inercia vendrá dado por:

$$I_{xy} = \int_0^1 \left[\int_{y_c - \frac{y_e}{\cos \theta}}^{y_c + \frac{y_e}{\cos \theta}} y dy \right] x dx = \int_0^1 2 y_c \frac{y_e}{\cos \theta} x dx; \quad [65]$$

$$I_{x_G y_G} = \int_0^1 2 y_c \frac{y_e}{\cos \theta} x dx - \sigma_a x_G y_G. \quad [66]$$

Si Ψ es el ángulo que forma el eje principal de inercia $O X_0$ con el eje de abscisas $O X_G$, para su determinación puede utilizarse la siguiente fórmula de uso común:

$$\tan 2\Psi = \frac{2 I_{x_G y_G}}{I_{y_G} - I_{x_G}}. \quad [67]$$

Los momentos principales de inercia vienen dados por:

$$I_{\max} = I_{y_0} = \frac{1}{2} \left[I_{x_G} + I_{y_G} + \frac{I_{y_G} - I_{x_G}}{\cos 2\Psi} \right]; \quad [68]$$

$$I_{\min} = I_{x_0} = \frac{1}{2} \left[I_{x_G} + I_{y_G} - \frac{I_{y_G} - I_{x_G}}{\cos 2\Psi} \right], \quad [69]$$

que, en general, diferirán bastante poco de los momentos I_x e I_y , puesto que el ángulo Ψ es normalmente muy pequeño.

Organización radial del álabe.

El cálculo aerodinámico de los álaves nos suministra la forma geométrica en todas sus secciones, así como el ángulo de situación de cada una de ellas, pero nada indica de la manera cómo pueden disponerse relativamente entre sí. Por tanto, la forma de realizar la torsión y las alineaciones

más convenientes de los centros de gravedad deberán determinarse en función de la resistencia mecánica y de la mayor facilidad constructiva de los álaves.

Puesto que, como ya se ha indicado, el ángulo de situación ξ que forma la cuerda con la normal al escalón viene impuesto en cada sección, bastará situar un punto del perfil para que resulte por completo determinada la posición de cada sección. Los puntos que más interesa que resulten situados en una posición conveniente son los centros de gravedad, debiendo, por tanto, fijarse con ellos la forma radial del álabe.

Una disposición muy conveniente de dichos centros de gravedad consiste en alinearlos de manera que el momento flector secundario producido por la fuerza centrífuga compense en parte el debido a las fuerzas de presión del aire; pero aun con esta disposición puede tener el álabe formas muy variadas. Ya sabemos que los álaves, y especialmente los de tipo torbellino libre, pueden construirse con perfiles de espesor variable. También es frecuente en la práctica diseñarlos de manera que las cuerdas disminuyan de la base hacia el vértice. Por otra parte, puede estudiarse la torsión y la variación de las cuerdas, de manera que los bordes de ataque y salida queden alineados según líneas rectas, lo que puede traducirse en una mayor facilidad constructiva. Como es natural, para cada uno de estos casos el estudio de los esfuerzos mecánicos es diferente.

A fin de simplificar los cálculos, vamos a considerar una forma sencilla de los álaves. Admitiremos que las secciones y las cuerdas son de magnitud constante desde la base al vértice, sin que se tenga por ahora en cuenta las posibles alineaciones de los centros de gravedad. El estudio y cálculo de cualquiera de los casos particulares que se mencionaron no diferirá en ningún concepto esencial del que aquí vamos a considerar.

Esfuerzos de tracción producidos por la fuerza centrífuga.

La fuerza elemental producida por la masa dm , comprendida entre dos secciones de álaves separados dr y situadas a una distancia r del eje de giro vendrá dada por:

$$dF_c = r \omega^2 dm,$$

en la que ω es la velocidad angular. Si ρ_{em} es el peso específico del material, tenemos:

$$dF_c = r \omega^2 \sigma_a \frac{\rho_{em}}{g} dr = \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 \sigma_a \frac{\rho_{em}}{g} r dr.$$

Integrando entre r_v y r_b y dividiendo por el área de la sección del álabe, resulta para el esfuerzo de tracción:

$$f_{tc} = \frac{F_c}{\sigma_a} = \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 \frac{\rho_{em}}{g} \frac{r_v^2 - r_b^2}{2} = \frac{u_c^2}{g} \frac{h}{r_c} \rho_{em}. \quad [70]$$

Teniendo en cuenta los valores de h y r_c obtenidos mediante las fórmulas [53] y [54], y con la velocidad periférica en la sección central u_c , dada por:

$$u_c = \sqrt{g \gamma R T_1 N_{m1c} (\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c}) \cos \alpha_{1c}},$$

resulta:

$$f_{tc} = \frac{G}{g} \cdot \frac{\rho_{em}}{\rho_e} \frac{\pi n^2}{1.800 \sqrt{g \gamma R T_1 N_{m1c} \cos \alpha_{1c}}}. \quad [71]$$

En la fórmula [70] se pone de manifiesto que los esfuerzos producidos por la fuerza centrífuga son proporcionales al cuadrado de la velocidad periférica (como ya podría esperarse) y a la relación h/r_c . Para un anteproyecto puede presentar mayor interés la fórmula [71], ya que en ella intervienen directamente el régimen y el gasto, variables esenciales en un proyecto; así como el número de MACH de entrada, otro parámetro esencial que puede fijarse independientemente entre ciertos límites, y por último, el ángulo α_1 que se relaciona inmediatamente a su vez con el ángulo α_2 , parámetro también de la mayor importancia.

En la figura 37 se han trazado las curvas que nos dan los esfuerzos centrífugos en función del régimen, para distintos valores del gasto y del ángulo de entrada. En ella se han tomado:

$$T_1 = 288^\circ, \quad \rho_{em} = 2.750 \text{ Kg./m.}^3.$$

$$\rho_e = 1,225 \text{ Kg./m.}^3 \text{ y } N_{m1c} = 0,7.$$

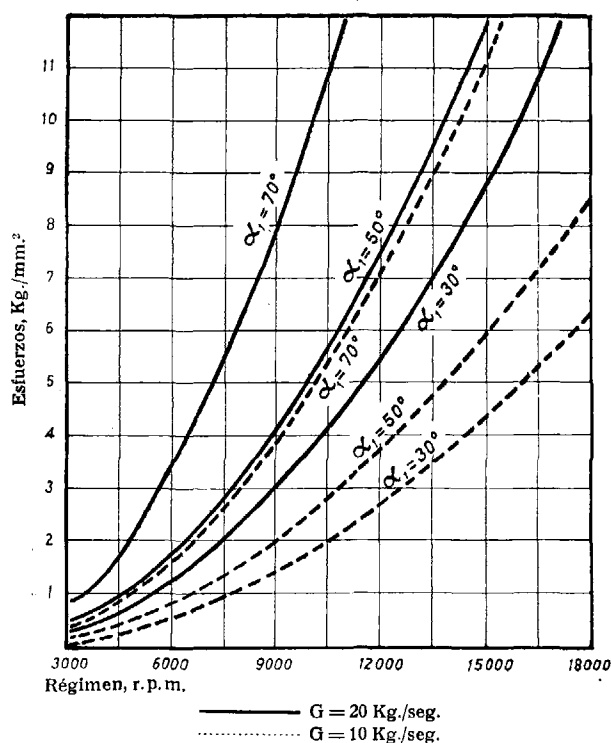


Fig. 37.—Esfuerzos de tracción producidos por la fuerza centrífuga.

Al ser proporcionales los esfuerzos al gasto de aire y al cuadrado del régimen, resultará que si quieren mantenerse por debajo de un cierto valor, habrá que ir disminuyendo el régimen nominal con que se proyecte un compresor, a medida que sea mayor su gasto. Esta es una de las razones por las que el régimen de un compresor es función inversa de su tamaño.

En las figuras 38 y 39 se ha puesto de manifiesto esta dependencia tomando unos esfuerzos constantes, e iguales a 5 Kg./mm²: valor de un orden normal en álabes de aleación ligera.

Como los números de MACH de entrada suelen ser de un valor próximo a 0,7, y como la dependencia de los esfuerzos con el ángulo de entrada es de poca consideración, cuando éste no supera los 50° , puede tomarse un valor medio del factor que multiplica $G n^2$ en la fórmula [71]. Para álabes de aleación ligera ($\rho_{em} \approx 2.750$ Kg./m.³), y para el primer escalón del compresor, que siempre resulta el más cargado desde el punto de vista de la fuerza centrífuga, y para el que puede tomarse $\rho_e \approx 1,225$ Kg./m.³, se puede utilizar la siguiente fórmula de gran sencillez:

$$f_{tc} = 2,5 \cdot 10^{-9} G n^2 \quad (G \text{ en Kg./seg., } n \text{ en r. p. m. y } f_{tc} \text{ en Kg./mm.}^2), \quad [72]$$

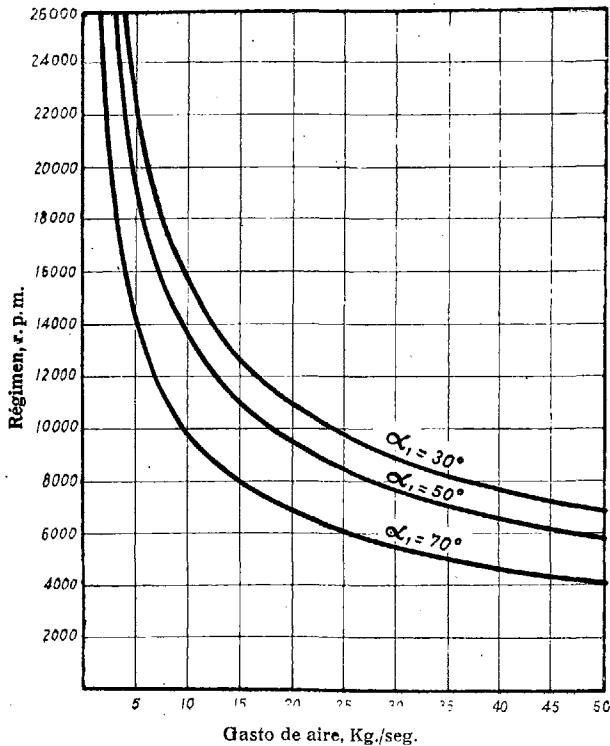


Fig. 38.—Variación del régimen del compresor con el gasto de aire, para un esfuerzo constante de tracción centrífuga igual a 5 Kg./mm.².

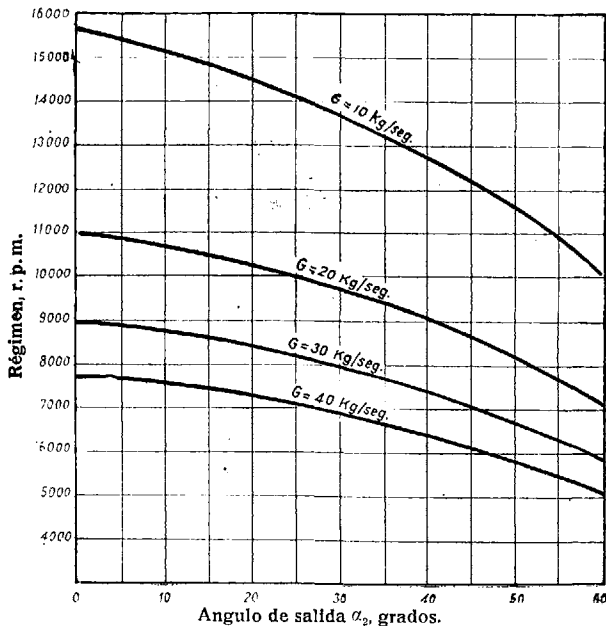


Fig. 39.—Variación del régimen del compresor en función del ángulo α_2 , para un esfuerzo de tracción centrífuga igual a 5 Kg./mm.², y una relación s/c igual a la unidad.

que proporciona una estimación rápida de los esfuerzos, y que nos da bastante aproximación cuando el número de MACH de entrada es próximo a 0,7 y el ángulo α_1 no difiere mucho de los 50°.

Esfuerzos de flexión producidos por el aire.

El método que seguiremos será el de calcular los momentos flectores según las direcciones tangencial y axial, para después hallar sus componentes según los ejes principales de inercia.

En la primera parte de este trabajo ya se determinaron las fuerzas por unidad de altura que ejercía el aire sobre un álabe (fórmulas [1] y [2]). Denominándolas F_t y F_a , tenemos:

$$F_t = \frac{\rho_e}{g} V_a^2 s (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2); \quad [73]$$

$$F_a = \frac{\rho_e}{2g} V_a^2 s (\tan^2 \alpha_1 - \tan^2 \alpha_2). \quad [74]$$

Siendo:

$$F_a = F_t \frac{1}{2} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) = F_t \tan \alpha_m.$$

Es fácil comprobar que la fuerza tangencial por unidad de altura no depende de esta última magnitud, o sea, del radio del compresor. Multiplicando y dividiendo por la velocidad periférica u en la fórmula [73], tenemos:

$$F_t = \frac{\rho_e V_a^2}{g} \frac{s}{u} u (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2).$$

El término s/u no es función del radio. Asimismo, la velocidad axial y la expresión $u \cdot (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)$ tampoco dependen de él, tanto en los álabes de reacción constante como en los de torbellino libre.

El momento flector vendrá dado por:

$$\begin{aligned} M_t &= \int_{r_b}^{r_v} F_t (r - r_b) dr = F_t \frac{h^2}{2} = \\ &= \frac{\rho_e}{g} V_a^2 s_c (\tan \alpha_{1c} - \tan \alpha_{2c}) \frac{h^2}{2}. \end{aligned} \quad [75]$$

Como normalmente se refieren los parámetros a la sección central, los hemos indicado con el subíndice c en la fórmula anterior.

En cambio, la fuerza axial no es constante, ya que $\tan \alpha_m$ es función del radio. En los álabes de reacción constante, tenemos:

$$\tan \alpha_m = \frac{1}{2} \frac{u}{V_a} = \frac{1}{2} \frac{u_c}{V_a} \frac{r}{r_c} = \tan \alpha_{mc} \frac{r}{r_c}.$$

Resultado para el momento flector:

$$\begin{aligned} M_a &= \int_{r_b}^{r_v} F_t \tan \alpha_m (r - r_b) dr = \\ &= \int_{r_b}^{r_v} F_t \tan \alpha_{mc} (r - r_b) \frac{r}{r_c} dr = \\ &= F_t \tan \alpha_{mc} \frac{h^2}{2} \left(1 + \frac{h}{6 r_c} \right). \end{aligned} \quad [76]$$

que, como vemos, puede expresarse en la forma:

$$M_a = F_t \tan \alpha_{mc} \frac{h^2}{2} \varphi_d, \quad [77]$$

en la que φ_d , dado por

$$\varphi_d = 1 + \frac{h}{6 r_c} = 1 + \frac{h_r}{6} \quad [78]$$

es un factor de distribución de cargas.

Resulta por último:

$$M_a = \frac{\rho_e}{g} V_a^2 s_c (\tan \alpha_{1c} - \tan \alpha_{2c}) \tan \alpha_{mc} \frac{h^2}{2} \varphi_d \quad [79]$$

En los álabes tipo torbellino libre, de las fórmulas [47], [48], [49] y [50], que nos daban la variación radial de los ángulos, se deduce:

$$\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2 = (\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c}) \left(2 \frac{r}{r_c} - \frac{r_c}{r} \right).$$

o sea:

$$\tan \alpha_m = \tan \alpha_{mc} \left(2 \frac{r}{r_c} - \frac{r_c}{r} \right).$$

Tenemos, pues:

$$\begin{aligned} M'_a &= \int_{r_b}^{r_v} F_t \tan \alpha_{mc} \left(2 \frac{r}{r_c} - \frac{r_c}{r} \right) (r - r_b) dr = \\ &= F_t \tan \alpha_{mc} \frac{h^2}{2} \left[2 + \frac{h}{3 r_c} - \frac{2 r_c}{h} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{r_c}{h} \left(\frac{2 r_c}{h} - 1 \right) \log \frac{1 + \frac{h}{2 r_c}}{1 - \frac{h}{2 r_c}} \right], \end{aligned} \quad [80]$$

que también puede ponerse en la forma:

$$M'_a = F_t \tan \alpha_{mc} \frac{h^2}{2} \varphi'_d, \quad [81]$$

o bien:

$$M'_a = \frac{\rho_e}{g} V_a^2 s_c (\tan \alpha_{1c} - \tan \alpha_{2c}) \tan \alpha_{mc} \frac{h^2}{2} \varphi'_d; \quad [82]$$

siendo φ'_d otro factor de distribución, igual a:

$$\varphi'_d = 2 + \frac{h_r}{3} - \frac{2}{h_r} + \frac{1}{h_r} \left(\frac{2}{h_r} - 1 \right) \log \frac{1 + \frac{h_r}{2}}{1 - \frac{h_r}{2}}, \quad [83]$$

función exclusiva de la relación $h_r = h/r_c$.

Pese a su aparente complejidad, puede comprobarse que este factor de distribución φ'_d tiende a valer la unidad cuando h_r tiende a cero, igual a como acontecía para φ_d .

En la figura 40 están representados ambos factores de distribución a partir del valor máximo posible, $h_r = 2$. En ella puede apreciarse que para valores normales de h_r , del orden de 1/5 o menores, puede tomarse sin mucho error el factor de distribución igual a la unidad, especialmente en álabes de reacción constante.

Para el desarrollo inicial de un proyecto, puede tener mayor interés expresar los momentos flectores en función del régimen y del gasto, en forma análoga a como se efectuó para los esfuerzos centrífugos. Procediendo en la misma forma, resulta:

$$M_t = \frac{1}{7.200 \cdot \rho_e \cdot g [g \uparrow R T_1] N^2_{M1c}} \left\{ \frac{\tan \alpha_{1c} - \tan \alpha_{2c}}{(\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c})^2 \cos^2 \alpha_{1c}} s_c n^2 G^2 \right\} \quad [84]$$

$$M_a = \frac{1}{14.400 \cdot \rho_e \cdot g [g \uparrow R T_1] N^2_{M1c}} \left\{ \frac{\tan \alpha_{1c} - \tan \alpha_{2c}}{(\tan \alpha_{1c} + \tan \alpha_{2c}) \cos^2 \alpha_{1c}} s_c n^2 G^2 \right\} \quad [85]$$

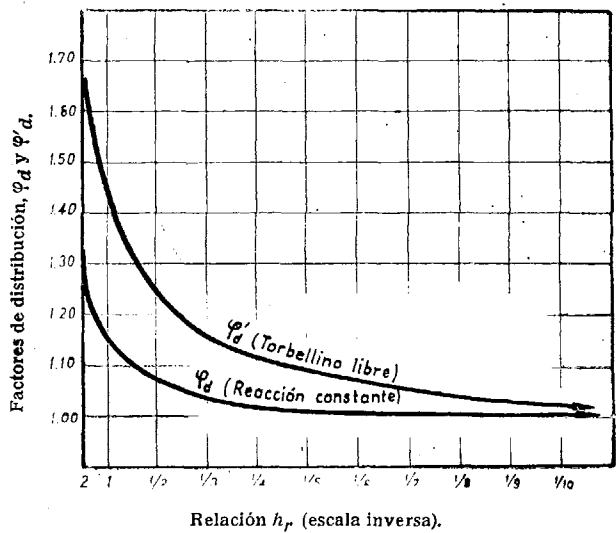


Figura 40.

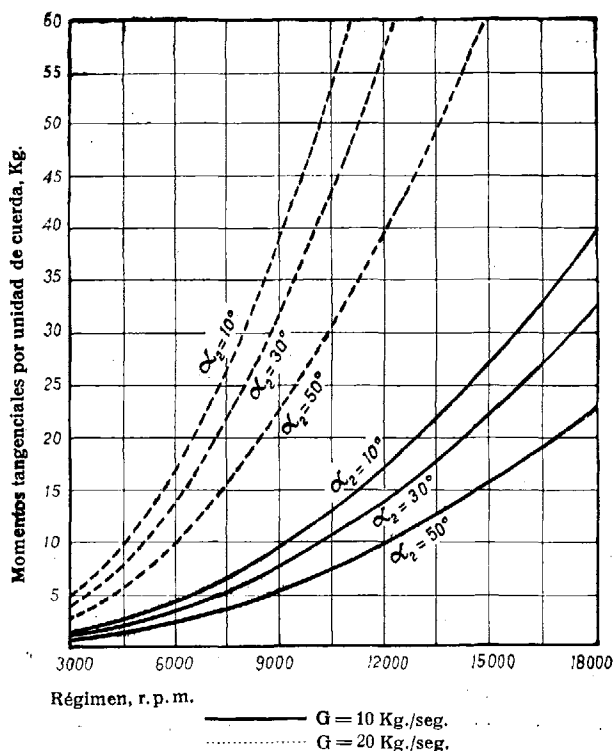


Fig. 41. — Momentos tangenciales en función del régimen.

En las figuras 41 y 42 se representan estos momentos tangenciales y axiales en función del régimen y del gasto de aire, habiéndose tomado unos datos de partida análogos a los utilizados en el cálculo del gráfico de la figura 37. Puede observarse que el gasto de aire presenta una mayor influencia en los momentos de flexión que en la fuerza centrífuga, ya que es cuadrática la primera dependencia, mientras que la segunda no es más que lineal.

Los momentos flectores según los ejes principales de inercia se calcularán proyectando los momentos tangenciales y axiales según dichos ejes (figura 43). Tendremos:

$$M_{x_0} = -M_t \cos \Lambda - M_a \sin \Lambda; \quad [86]$$

$$M_{y_0} = M_t \sin \Lambda - M_a \cos \Lambda. \quad [87]$$

Para la notación de los momentos flectores se ha seguido la indicada por su vector. De acuerdo con los ejes dibujados en la figura 43, los momentos flectores según el eje X_0 serán positivos cuando tiendan a producir compresión en el intradós, mientras que los del eje Y_0 son positivos cuando provocan compresión en el borde de salida.

Los esfuerzos interesa determinarlos en el bor-

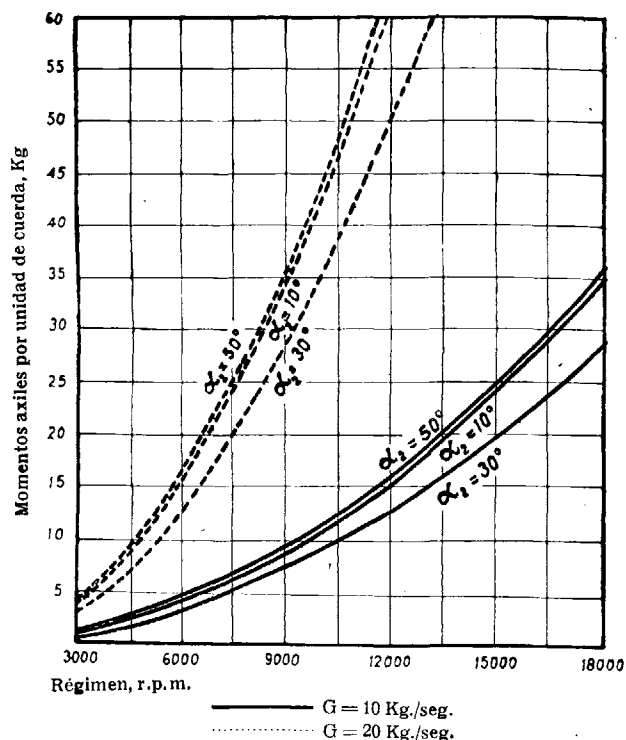


Fig. 42. — Momentos axiales en función del régimen.

de de salida, parte superior del trasdós y en el borde de ataque, como se indica en la figura 44. Vendrán dados por:

$$f_1 = \frac{M_{x_0} y_1}{I_{x_0}} + \frac{M_{y_0} x_1}{I_{y_0}}; \quad [88]$$

$$f_2 = \frac{M_{x_0} y_2}{I_{x_0}} \quad (x_2 \approx 0); \quad [89]$$

$$f_3 = \frac{M_{x_0} y_3}{I_{x_0}} + \frac{M_{y_0} x_3}{I_{y_0}}. \quad [90]$$

El momento flector M_{x_0} es siempre mucho mayor en valor absoluto que el M_{y_0} . En efecto, en función del momento tangencial y en valores absolutos, se expresan del modo siguiente:

$$M_{x_0} = M_t (\cos \Lambda + \varphi_d \tan \alpha_{mc} \sin \Lambda);$$

$$M_{y_0} = M_t (\sin \Lambda - \varphi_d \tan \alpha_{mc} \cos \Lambda).$$

Ya sabemos que el factor de distribución φ_d es de valor próximo a la unidad. Por tanto, el momento M_{y_0} se anulará para valores de Λ próximos a los de α_{mc} . En la sección central es fácil comprobar que estos ángulos Λ y α_{mc} difieren poco, y, por tanto, solamente en álabes largos tendrá este mo-

mento un valor apreciable, como consecuencia de la variación radial del ángulo de situación. Por otra parte, el momento de inercia I_{y_0} es del orden de unas 500 veces mayor que el I_{x_0} , con lo cual resultan prácticamente despreciables los segundos términos de las fórmulas que nos daban los esfuerzos.

Los esfuerzos más peligrosos son los de tracción, ya que se suman con los producidos por la fuerza centrífuga. Generalmente la parte más cargada es el borde de salida, pues suele ser bastante mayor la ordenada y_1 que la y_3 . El esfuerzo de compresión en la parte superior del extradós puede ser superior a ningún otro de tracción, pero resulta amortiguado por el efecto compensador de la fuerza centrífuga.

Los esfuerzos de flexión resultan ser inversamente proporcionales al cuadrado de las cuerdas. En efecto, en las fórmulas [84] y [85] hay que considerar que el paso s depende de la cuerda, pues al variar esta última debe mantenerse la relación s/c seleccionada, para lo cual habrá que modificar el número de álabes del escalón. Por tanto, los momentos flectores pueden expresarse en la forma siguiente:

$$M = \frac{s}{c} c n^2 G^2 f(N_{M1}, \alpha_2).$$

Por otra parte, las ordenadas y_i son proporcionales a la cuerda, y los momentos de inercia a la cuarta potencia de ella, viniendo dados en la forma:

$$y_i = \lambda_i c, \quad I_i = \mu_i c^4.$$

Por tanto, para los esfuerzos resultará una expresión de la forma:

$$f_i = \frac{s/c n^2 G^2 \lambda_i f(N_{M1}, \alpha_2)}{\mu_i c^2} (\cos \Lambda + \varphi_d \tan \alpha_m \sin \Lambda).$$

Estos esfuerzos no son exactamente proporcionales al cuadrado del régimen o del gasto, pues al modificar cualquiera de estas variables cambia la altura del álabe (fórmula [54]). Con ella varía el grado de curvatura de la sección de empotramiento, modificándose en consecuencia las ordenadas y momentos de inercia; es decir, que λ_i y μ_i dependen del régimen y gasto del compresor.

Expresando los momentos flectores en función

de la altura (fórmulas [75] y [79], puede observarse que son proporcionales al cuadrado del alargamiento del álabe, o sea, al cuadrado de la relación h/c . Valores de esta última magnitud del orden de 2:1, o ligeramente superiores, proporcionan unos esfuerzos de flexión fácilmente tolerables, aunque, como es natural, no es éste el único parámetro que ha de tomarse como criterio de diseño, pues hay varios otros que también influyen en los esfuerzos. En general, son admisibles esfuerzos de flexión de hasta unos 5 Kg./mm.² en álabes de aleación ligera, y del orden del doble en los de acero.

Momentos secundarios de flexión producidos por la fuerza centrífuga.

Cuando la resultante de las fuerzas centrífugas no pasa por el centro de gravedad de la base, producen un momento flector que puede compensar, en parte, el que provocan las fuerzas de presión del

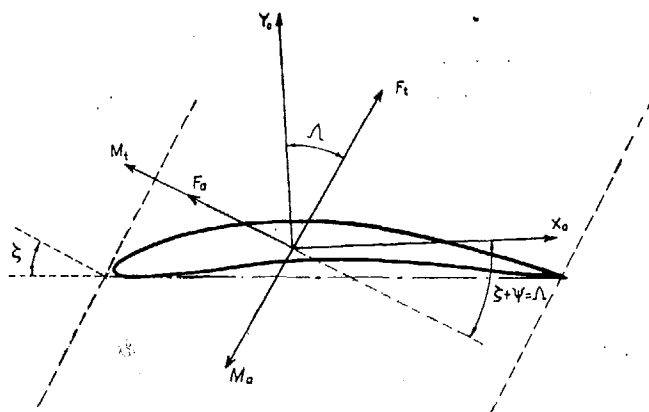


Figura 43.

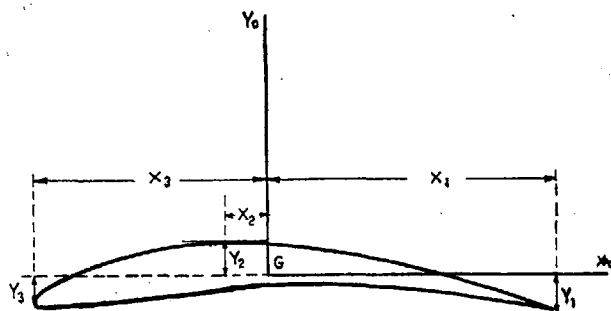


Figura 44.

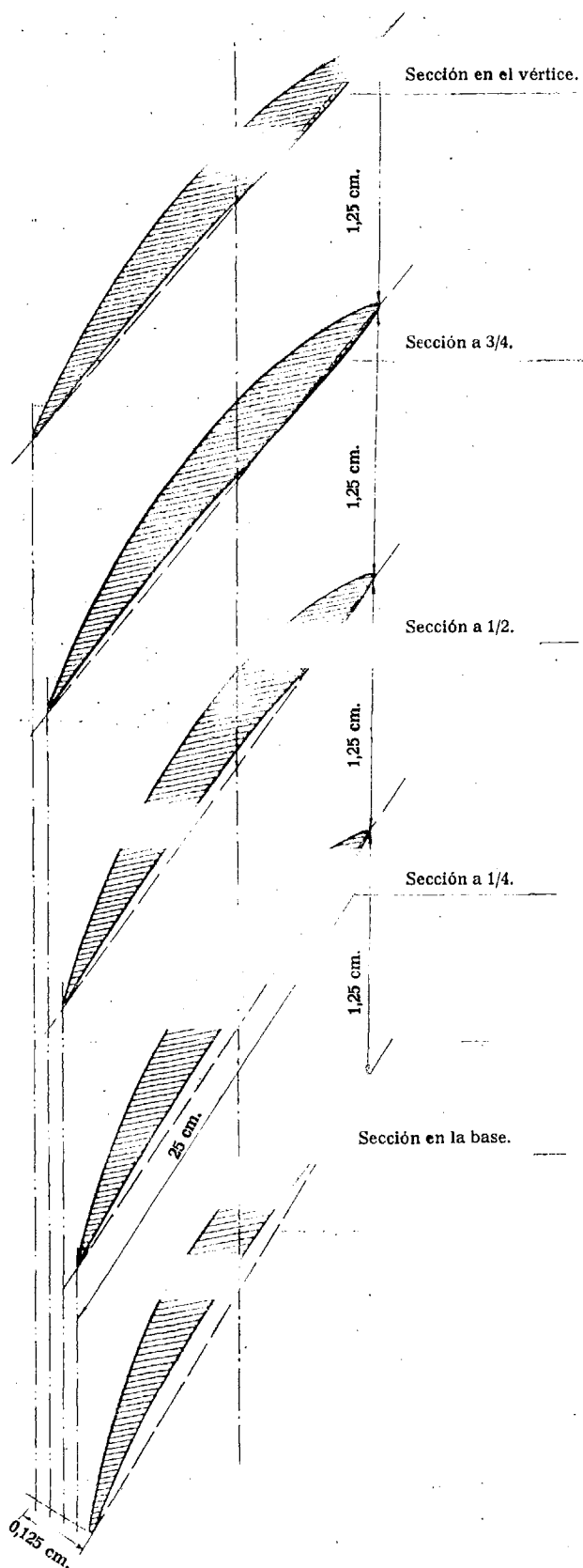


Fig. 45. — Álabes de experimentación de reacción constante. Directriz circular; perfil NACA 0009-34; calculado con compensación de esfuerzos al 50 %.

aire. Pero no es esto solamente lo que sucede, ya que, aunque dicha resultante pase inicialmente por el centro de gravedad, en cuanto el álabes tienda a deformarse bajo la acción de los momentos flectores principales, aparece un momento flector secundario de la fuerza centrífuga que amortigua el principal.

Para estos cálculos solamente interesa considerar momentos flectores según el eje X_0 , o sea aquellos que actúan sobre los momentos mínimos de inercia. Asimismo, también puede admitirse que en cualquier punto del álabes las fuerzas centrífugas son paralelas. De esta forma la resultante de ellas en cada sección pasa por su respectivo centro de gravedad.

El problema de la compensación de los momentos flectores principales es del mayor interés, por la posibilidad que lleva consigo de disminuir las cuerdas de los álabes, estando íntimamente relacionado con los fenómenos de vibración. Su análisis es realmente extenso, y en cierto modo complicado, saliéndose del alcance que hemos querido dar a estos artículos, por lo cual, estimamos preferible dejar su estudio, junto con el de las vibraciones, para un posible trabajo que se publique posteriormente. Solamente mencionaremos que basándose en la energía de deformación y aproximando la forma de la elástica del álabes mediante una función trigonométrica, de la forma:

$$y = \delta \left(1 - \cos \frac{\pi}{2} \frac{z}{h} \right) \quad \left(\begin{array}{l} \delta = \text{flecha en el vértice} \\ z = \text{ordenada vertical} \end{array} \right)$$

y admitiendo algunas simplificaciones, puede llegarse a un estudio analítico y bastante completo del problema. Cuando se consideran álabes con momentos de inercia variables y con momentos flectores principales también variables, hay que recurrir a integraciones gráficas, o bien proceder por aproximaciones sucesivas.

Se llega a la conclusión de que los momentos secundarios producidos por la fuerza centrífuga compensan en gran manera los principales, y que basta una pequeña desviación de la línea de centros de gravedad de cada sección en sentido perpendicular al eje de inercia mínima, para que se consiga una compensación total, con flechas en el vértice que no llegan a ser iguales al 1 por 100 de la longitud del álabes.

Como es lógico, no debe pensarse en conseguir una compensación total de los momentos principales, entre otras cosas porque éstos son proporcionales a la densidad del aire circulante, mientras que los momentos centrífugos no dependen más que del régimen. Una compensación total al nivel del mar sería perjudicial cuando el avión volase a grandes alturas, ya que la densidad del aire ambiente habría disminuído considerablemente, no habiéndose conseguido más que cambiar el signo de los momentos (fig. 45).

NOCIONES GENERALES DEL DIMENSIONADO DEL COMPRESOR

Cálculo de un escalón. Juegos axiales y radiales.

Para el proyecto y dimensionado de un compresor siempre hay que partir de dos datos fundamentales que se imponen en todos los casos. Nos referimos al gasto de aire y a la relación de compresión. Además de estos datos esenciales es norma general el que se impongan unas ciertas condiciones restrictivas o de preferencia. Por ejemplo, que el régimen del compresor no pase de un cierto

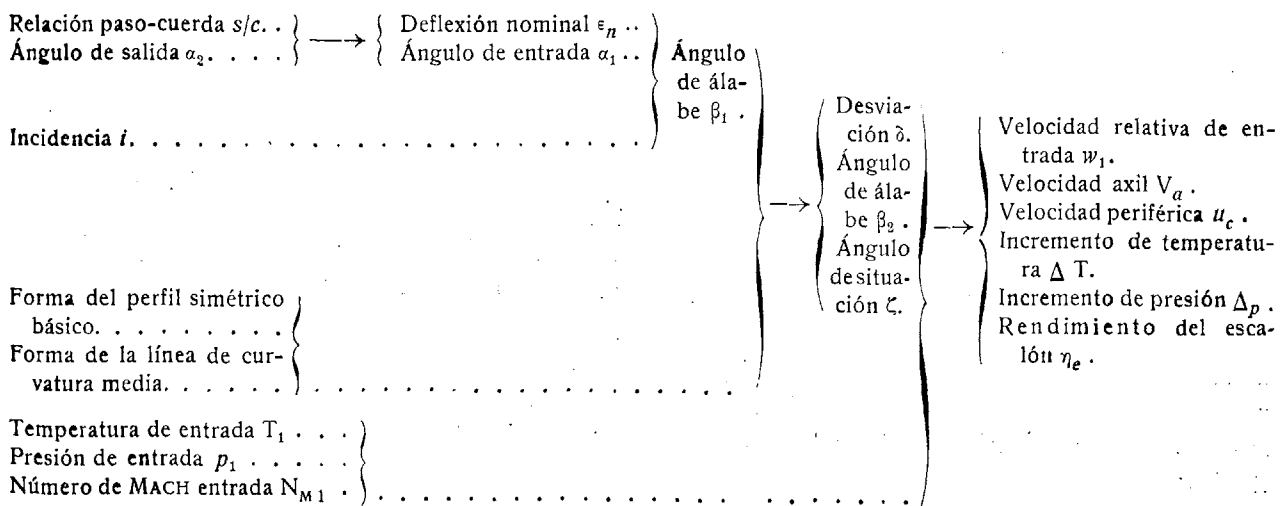
gran importancia el análisis de la influencia general que ejercen cada uno de ellos en el comportamiento del compresor. Este estudio sería realmente muy extenso, pero pueden destacarse de él sus partes más importantes.

Vamos a referirnos al dimensionado completo de un compresor, o sea, al caso en que se proyectan incluso los álabes, y no se parte de unos ciertos tipos de ellos ya ensayados.

El proyecto de un compresor puede dividirse en dos partes: el cálculo de los escalones aisladamente, en los que se toman unas ciertas condiciones iniciales en cada uno, y el del compresor completo, en el que se estudian la disposición más conveniente, número y forma de todo el conjunto de escalonamientos.

Refiriéndonos al dimensionado de un escalón considerado aisladamente, su estudio también puede dividirse en dos partes: primero, el de su sección central, para después elegir la variación radial más conveniente de la forma de los álabes.

El número de variables y la forma en que podrían efectuarse los cálculos en la sección central los resumimos en un cuadro que a continuación insertamos:



valor, o que la sección frontal sea lo más pequeña posible, que el rendimiento sea máximo, etc., etc. Serán precisamente estas condiciones las que nos impongan los valores de los parámetros que determinan la forma geométrica y las características funcionales del compresor. Por esta razón es de

Los parámetros que hemos tomado como datos de partida en el cuadro anterior vienen subordinados al proyecto general del compresor; unos impuestos como resultado del cálculo del escalón anterior, como acontece para los valores de la presión y la temperatura, y otros, que pueden fijarse arbi-

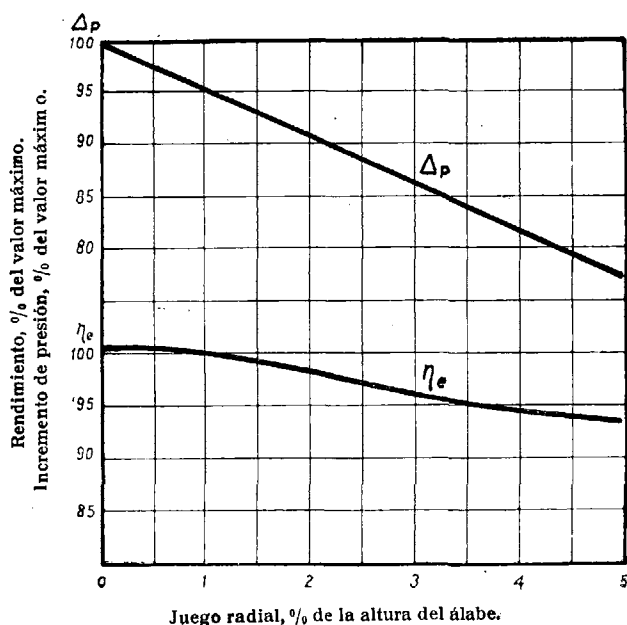


Figura 46.

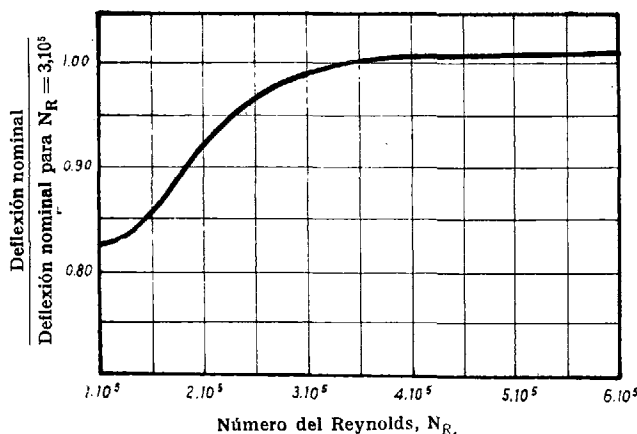


Figura 47.

trariamente, como el ángulo α_2 y la relación paso-cuerda, pero siempre dependientes del proyecto general. El número de MACH de entrada N_{M_1} ya hemos visto que no puede considerarse de un modo absoluto como una variable independiente, ya que el número de MACH crítico depende de la forma y disposición de los álabes; pero como existe amplia libertad para tomarlo igual, menor o mayor que el valor que resulte para este último, lo hemos incluido por esta razón entre las variables independientes.

Fijado el régimen y el gasto de aire en el proyecto general del compresor y una vez determinadas las velocidades axiales y periféricas, puede calcularse la altura de los álabes. A su vez, una vez se-

leccionado el tipo de torsión y forma constructiva de ellos, quedan por completo definidos en todas sus secciones.

El régimen es función del gasto de aire, o sea del tamaño del compresor, así como del ángulo de salida α_2 y del tipo de torsión que se haya elegido; todo ello con vistas a que los esfuerzos centrífugos no sobrepasen los límites permitidos, debiendo también considerarse que los regímenes bajos proporcionan unas relaciones h/D_c demasiado pequeñas, sobre todo en los últimos escalonamientos. Por estas razones, aunque en el cálculo sucesivo de todos los escalones venga ya impuesto el régimen, éste ha de ser determinado precisamente en función de la forma y disposición de ellos, así como del gasto en peso de aire.

También debe advertirse que el número de MACH de entrada impone una condición restrictiva en el vértice de los álabes, no debiendo superarse demasiado con él su valor crítico. Por esto, algunas veces, y especialmente en los álabes largos y en los de tipo torbellino libre, deberá subordinarse el valor del número de MACH en la sección central al que resulte más conveniente en el vértice.

Además de todas las variables que hemos considerado hasta ahora, existen algunas otras que también influyen en el cálculo de los escalonamientos y en el proyecto del compresor. Son ellas los juegos axiales y radiales, el número de REYNOLDS y el grado de pulimento de las superficies.

Los juegos axiales, o distancia entre hileras de álabes no tienen mucha importancia en las características funcionales del compresor. De hecho, se han efectuado diversos ensayos, variando dichos juegos entre límites comprendidos entre $1/50$ y $1/1$ de la cuerda de los álabes, comprobándose que aun entre límites tan amplios las variaciones acusadas en los rendimientos e incrementos de presión eran notablemente escasas. En la práctica se utilizan valores comprendidos entre $1/6$ y $1/2$ de la cuerda.

La distancia entre los extremos de los álabes móviles y el cárter del compresor es lo que denominamos juegos radiales. Deben ser tan reducidos como permita la seguridad funcional del compresor, dependiendo en gran manera del grado de perfeccionamiento de que se dispone en la fabricación. En la práctica se utilizan valores compendi-

dos entre el 1 por 100 y el 2 por 100 de la longitud del álabe. Por encima de estos valores el coeficiente ξ de pérdida disminuye grandemente, decreciendo con él el incremento de presión y el rendimiento del compresor (fig. 46).

Todos los datos que hasta ahora hemos insertado sobre rendimientos, coeficientes de sustentación y resistencia, deflexión nominal, etc., etc., se refieren a álabes de compresores en los que su número de REYNOLDS sea igual o mayor a $3,10^5$. Cuando los álabes tienen cuerdas muy pequeñas y se disminuye grandemente el valor citado, se alcanza una zona crítica en la que tiene una influencia bastante notable este número de REYNOLDS, especialmente en lo que concierne a los valores que han de adoptarse para la deflexión nominal (figura 47). En general, pueden admitirse como válidos todos los datos insertados mientras los álabes tengan cuerdas superiores a unos 1,5 cm.

El grado de acabado de las superficies de los álabes tiene gran influencia en el comportamiento del compresor. Basta indicar que de tener unos álabes con sus superficies ásperas, tal y como podrían quedar después de fundidos en arena, a que aquéllas se terminen con una fase de pulido, puede haber diferencias de hasta un 10 por 100 en el rendimiento y en el incremento de presión.

Influencia de los parámetros fundamentales.

Puesto que el cálculo completo de un compresor se reduce a la suma del de todos sus escalonamientos, en ellos puede apreciarse la influencia que ejercen cada uno de los parámetros fundamentales en las características y actuaciones del compresor. A lo largo de este trabajo ya hemos ido destacando una gran parte de estas dependencias, por lo que aquí no haremos más que destacar las más importantes. En especial analizaremos la influencia de la forma de los álabes, relación paso-cuerda y ángulo de salida α_2 ; los tres parámetros que son por completo independientes y que pueden ser elegidos dentro de un ancho campo de variación.

Forma de los álabes. Tipos de torsión.

Entre los parámetros que afectan a la forma de los álabes pueden incluirse el tipo de torsión, la forma del perfil simétrico básico, la forma de la

línea de curvatura media y la variación radial de las cuerdas.

Ya hemos hecho mención qué tipos de perfiles se utilizan, así como las variaciones radiales más convenientes de las cuerdas. También ya se ha dicho que suelen utilizarse líneas de curvaturas media circulares o parabólicas. Con este último tipo pueden conseguirse mayores valores de la deflexión y mejor comportamiento del compresor cuando se funciona con números de MACH elevados, pero sin que estas diferencias sean francamente notables.

El tipo de torsión de los álabes influye notablemente en el comportamiento del compresor, variando considerablemente sus características según que se utilicen de reacción constante o de tipo torbellino libre.

Los álabes de reacción constante producen un incremento de temperatura y presión mayor que con ningún otro tipo, viniendo a ser de unos 21° como término medio, contra los 16° ó 17° que se consiguen con álabes tipo torbellino. Por esta razón, aunque tienen un rendimiento algo más reducido, con ellos se necesita un menor número de escalones para conseguir una relación de compresión dada. Por ejemplo, para obtener una relación de compresión de 4:1 se necesitan 8 escalones de reacción constante, mientras que harían falta 10 si se utilizasen álabes tipo torbellino libre. En cambio, debido a poder construir estos últimos con perfil variable, con grandes espesores en la raíz, y a que han de funcionar con menores velocidades periféricas, lo que se traduce en unas fuerzas centrífugas más reducidas, se consigue una notable disminución en sus cuerdas con relación a las de los álabes de reacción constante; pudiendo llegar a ser las primeras del orden de los $2/3$ de las segundas. Debido a esto, y a pesar del mayor número de escalones, los compresores con álabes tipo torbellino pueden ser incluso más cortos que los de reacción constante, aunque con unas diferencias de poca consideración.

Por otra parte, y debido a su mayor número de MACH en la punta de los álabes, los compresores de reacción constante han de funcionar con un régimen más elevado, alrededor de un 30 por 100 mayor en compresores de unos 25 Kg./seg. de gasto de aire. Esto, si bien puede mirarse como un inconveniente bajo el punto de vista del trabajo de

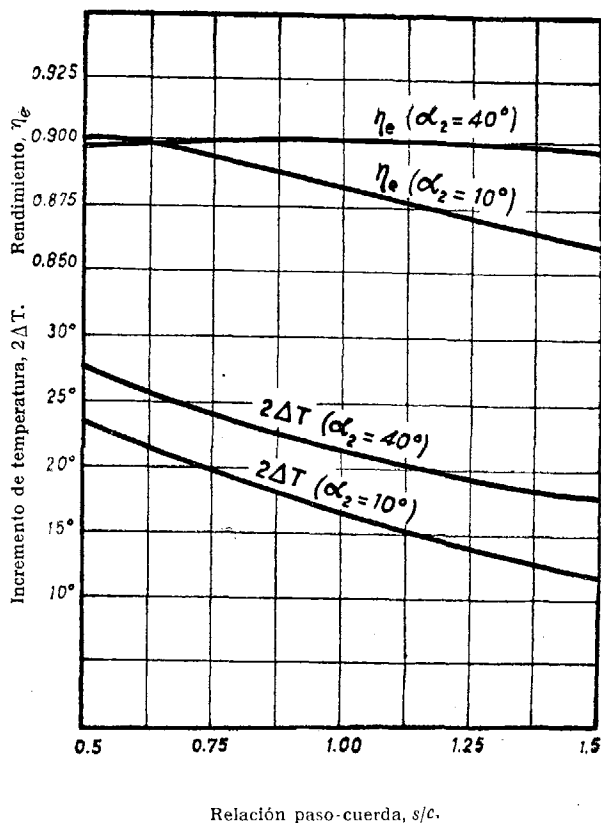


Fig. 48. — Influencia de la relación paso-cuerda en las características del compresor.

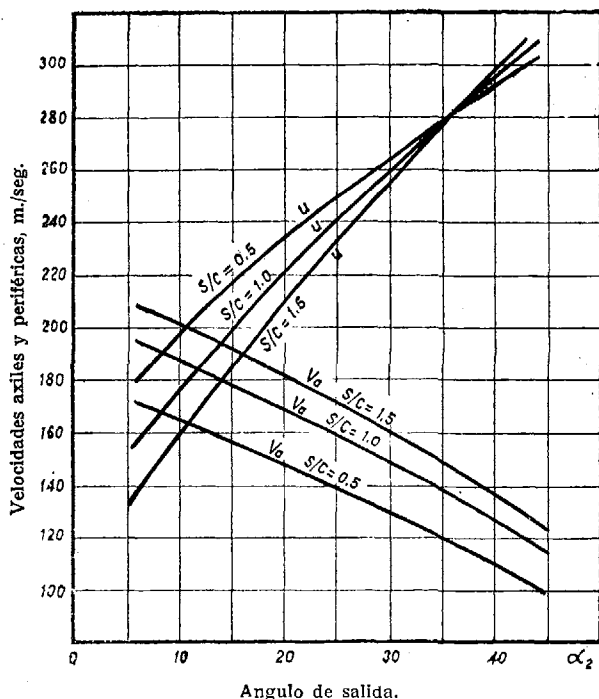


Fig. 49. — Variación de las velocidades axiales y periféricas en función del ángulo de salida y de la relación s/c .

los cojinetes, representa en cambio otras mejoras de mucha mayor consideración, ya que se disminuye la sección frontal y la relación peso/potencia del motor.

Finalmente, mencionaremos que con álabes de reacción constante ha de ser más cuidadosa la fabricación, y con una tolerancia más estrecha para los juegos radiales. En cambio, bajo el punto de vista constructivo, los álabes tipo torbellino presentan el inconveniente de la necesidad de instalar un mayor número de ellos, tanto porque hay más escalones como porque en cada uno de ellos hay que fijar más álabes al ser de menor cuerda.

Los álabes tipo semitorbellino tienen propiedades intermedias, y en la práctica son los que se utilizan con preferencia, debido al hecho de que los dos tipos principales de álabes se reparten casi mitad por mitad las ventajas e inconvenientes.

Relación paso-cuerda y ángulo α_2 .

La relación paso-cuerda y el ángulo α_2 son dos parámetros de los que puede disponer libremente el proyectista, aunque en cierto modo se relacionan indirectamente los valores de uno y otro.

Las relaciones pequeñas s/c mejoran el incremento de temperatura (fig. 48), y hasta ciertos límites el rendimiento del escalón; pero éste puede llegar a disminuir notablemente, si aquéllas llegan a ser demasiado pequeñas. Por otra parte, cuando se utilizan relaciones s/c reducidas, aumenta considerablemente el número de álabes y se hace

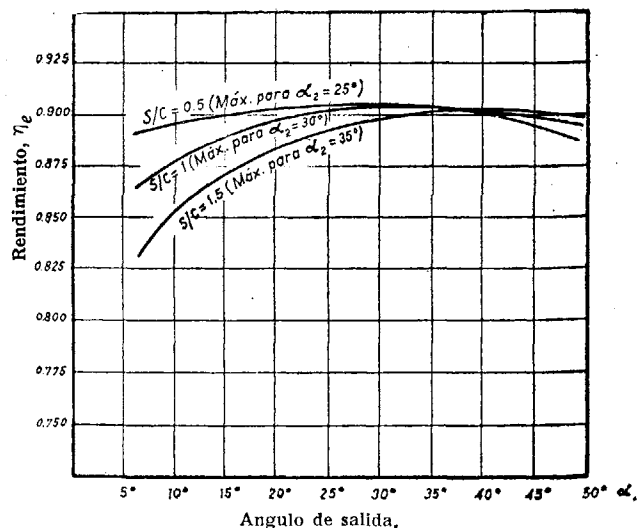


Fig. 50. — Variación del rendimiento del escalón con el ángulo de salida.

más difícil la sujeción en su raíz. En la práctica suelen utilizarse relaciones paso-cuerda comprendidas entre 0,6 y 1:1.

El ángulo de salida α_2 es el parámetro que tiene un mayor campo posible de variación, utilizándose en la práctica valores comprendidos entre 0 y 60°. Tiene una influencia preponderante en los valores de las velocidades axiales y periféricas (figura 49), en las que también influye la relación s/c .

El rendimiento del escalón es también función del ángulo de salida. En la figura 50 está representada esta dependencia para distintos valores de la reacción paso-cuerda. Puede observarse en ella que los valores máximos del rendimiento se presentan en las proximidades de $\alpha_2 = 30^\circ$; aunque con valores pequeños de la relación paso-cuerda las variaciones de rendimiento son de escasa consideración.

En las curvas características del compresor, o funciones $\eta = f(n, G)$ y $p_2/p_1 = f(n, G)$, también tiene influencia el ángulo de salida. Valores pequeños de este ángulo produce el efecto de hacer las curvas más aplanadas, factor de bastante importancia en los compresores axiales como veremos más adelante. En cambio, con estos valores reducidos de α_2 el rendimiento máximo se presenta en las proximidades del límite de inestabilidad.

Finalmente indicaremos que, a través de las velocidades, deflexión y ángulo α_1 , todas las variables y parámetros característicos del compresor son función de α_2 . En las figuras 51 y 52, en las que se ha tomado $N_{m1} = 0,7$ y $s/c = 1$, están representadas las curvas de variación de los parámetros de mayor interés que caracterizan el compresor. En la primera se ha fijado el régimen para la determinación del diámetro central, mientras que en la segunda se han efectuado los cálculos para altura constante de los álabes.

De la observación de las citadas figuras puede deducirse la conclusión de que los valores pequeños del ángulo α_2 son los mejores desde el punto de vista de la sección frontal; los valores medios proporcionan los mayores rendimientos y las mejores relaciones peso/potencia; mientras que con valores altos de dicho ángulo puede conseguirse un mayor incremento de temperatura en el escalón.

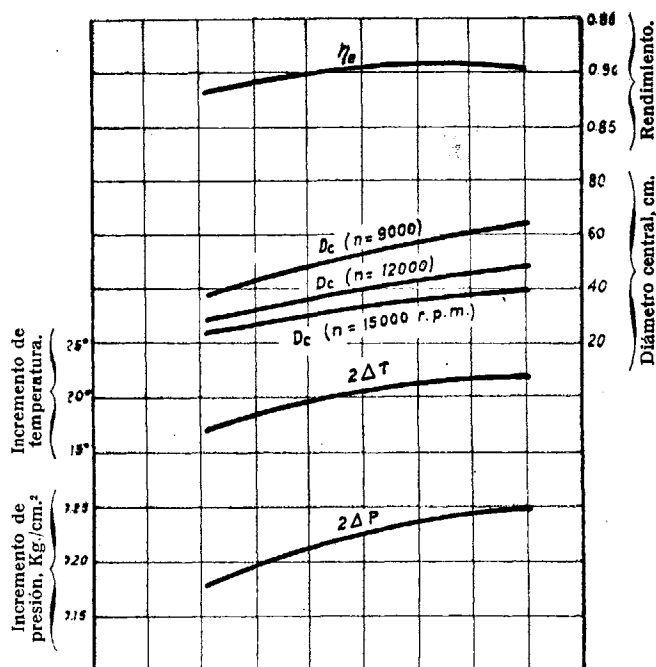


Fig. 51. — Influencia del ángulo de salida en las características del compresor para régimen constante de funcionamiento.

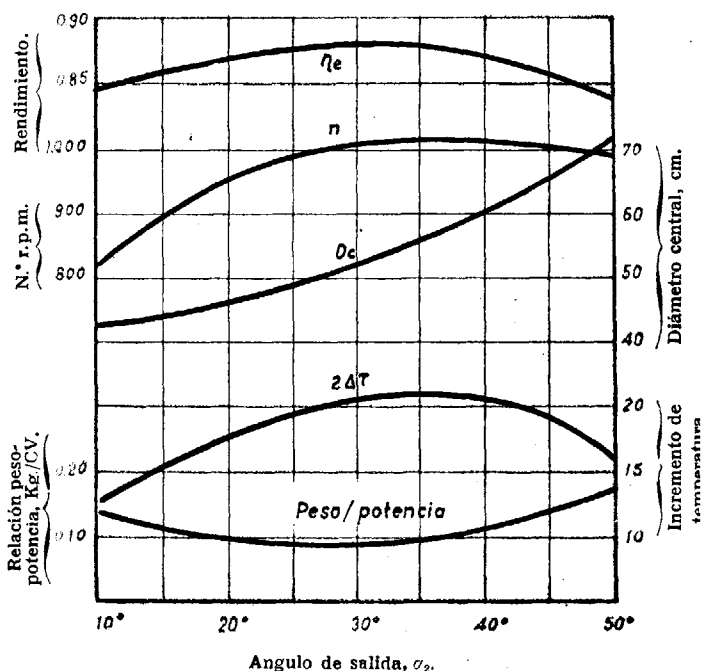


Fig. 52. — Influencia del ángulo de salida en las características del compresor, para $G = 20$ Kg./seg., $h = 7$ cm., $s/c = 1$.

Organización del compresor.

El cálculo y diseño de un compresor completo es un problema realmente laborioso y de difícil ejecución, que siempre habrá de completarse con

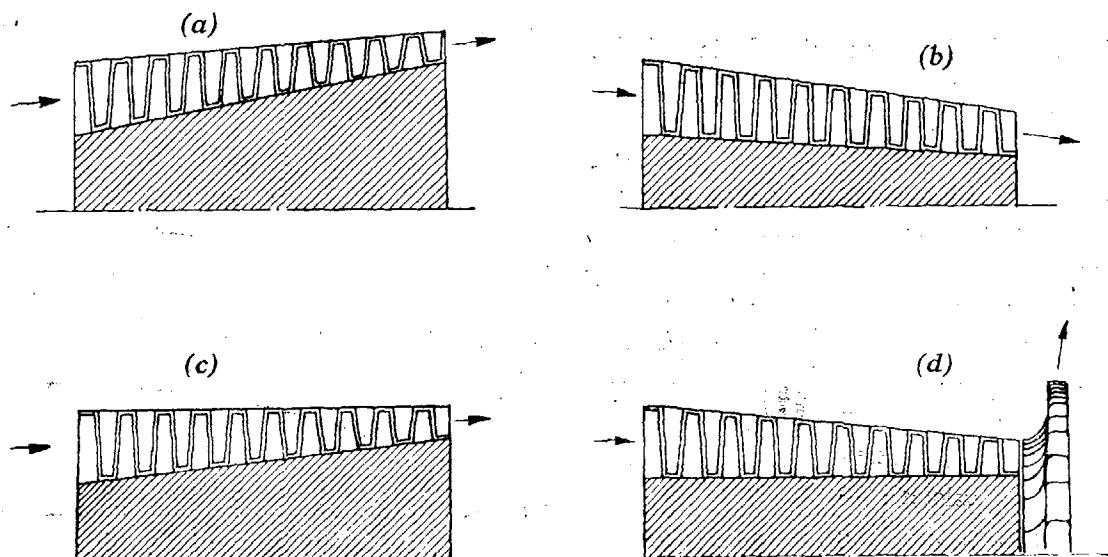


Fig. 53. — Esquemas de diferentes tipos de organización de compresores axiales.

numerosos ensayos. Los últimos escalones son los de cálculo más complicado, ya que en ellos es necesario utilizar los datos y resultados que se han ido estimando de los escalones anteriores, con el inconveniente de la acumulación de errores.

Dentro de la disminución general de sección transversal, que forzosamente ha de producirse desde la entrada a la salida, puede haber cuatro tipos de compresores (fig. 53). En el tipo (a), o compresor "ascendente", el diámetro central aumenta progresivamente, incrementándose en forma análoga la velocidad periférica. Desde el punto de vista aerodinámico, esta es la solución más correcta. Hay que tener en cuenta que al ir aumentando gradualmente la temperatura dentro del compresor, las velocidades del sonido también aumentan, y, por tanto, los números de MACH disminuyen, a menos que se incrementen las velocidades de circulación. Por esta razón, resulta conveniente esta forma de compresor, aprovechándose al máximo las posibilidades de aumentar los saltos de temperatura y presión. El inconveniente de este tipo de compresor es que en sus últimos escalones habrá de ser forzosamente muy pequeña la relación entre la altura de los álabes y el diámetro del compresor, y ya se ha indicado que esto puede dar lugar a disminuciones en el rendimiento del escalón. Por otra parte, son de construcción algo más laboriosa que los de cárter exterior de forma cilíndrica.

Teniendo en cuenta lo que acabamos de decir, el tipo (b) ha de ser de malas características aerodinámicas. Su única ventaja estriba en que se mantienen valores altos de la relación h/D_c a todo lo largo del compresor.

El tipo (c), de cárter cilíndrico, es el que con más frecuencia se utiliza en la práctica. El tipo (d), de rotor cilíndrico, resulta más conveniente cuando detrás del compresor axial ha de ir instalado otro centrífugo (turbohélice Bristol Theseus).

Como la altura de los álabes va disminuyendo, en teoría, convendría que las cuerdas fuesen decreciendo progresivamente en una forma análoga, ya que de esta forma, manteniendo los esfuerzos constantes, se disminuiría la longitud total del compresor. No obstante esta ventaja, en la práctica no es frecuente dimensionar las cuerdas de esta manera, ya que resultaría mucho más costosa y larga la fabricación de los álabes. Lo que se suele hacer es distribuir el compresor en dos o tres grupos de álabes de igual longitud de cuerda, dimensionando cada grupo de acuerdo con los requerimientos de su respectivo primer escalón.

Ya hemos indicado que los álabes pueden fabricarse de aleación ligera o de acero. Con este último material las cuerdas son considerablemente menores, resultando el compresor bastante más corto e incluso de menor peso, condicionado esto último a que se continúe utilizando aleación ligera para el cárter y el rotor. Con álabes de acero pue-

den admitirse esfuerzos totales en la sección de embotramiento de hasta unos 30 Kg./mm.², contra los 10 Kg./mm.² que aproximadamente pueden tolerarse en álabes de aleación ligera. Además, los primeros tienen una vida ilimitada, mientras que los segundos acaban siempre rompiendo por fatiga alternativa. El inconveniente de los álabes de acero es que, como es natural, resulta el compresor más caro y se necesita un mayor número de horas para su fabricación, razón por la cual son más frecuentes los álabes de aleación ligera, bien fundidos, o estampados y mecanizados.

Finalmente indicaremos que resulta conveniente dimensionar el compresor para que sus primeros escalonamientos tengan una gran velocidad de circulación axil, mientras que en los últimos se va amortiguando poco a poco dicha velocidad. Esto puede conseguirse modificando gradualmente los ángulos de salida de los álabes, con valores pequeños al principio y mayores al final. De esta manera se reduce la sección frontal del compresor y no se

necesita apenas difusor para amortiguar la velocidad de salida.

Desde el punto de vista constructivo de su armazón, los compresores pueden clasificarse en tipos de tambor y tipos de discos. En la figura 1 de la primera parte estaba representado un compresor de construcción en discos, mientras que en la figura 55 está dibujado un compresor de construcción en tambor. Con frecuencia se utilizan tipos mixtos, como en el caso del compresor de la turbohélice Mamba (fig. 2 de la primera parte).

Conclusiones. Comparación de los compresores axiales y centrífugos.

Dos ventajas fundamentales tiene el compresor axil en comparación con el centrífugo. Son ellas su mejor rendimiento y su mucho más pequeña sección frontal. La primera es importante en cualquier tipo de instalaciones en que se utilice, mien-

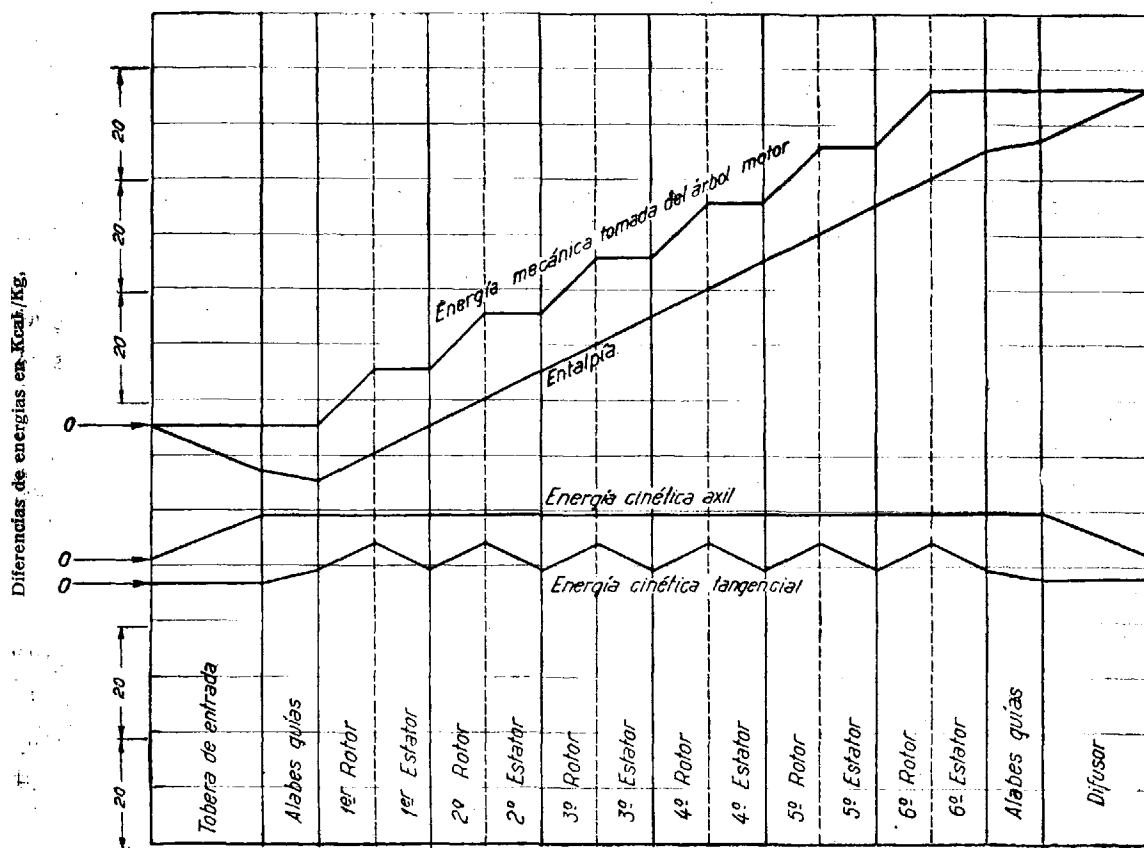


Fig. 54. — Evolución de energías en un compresor axil de seis escalones de 50 % de reacción.

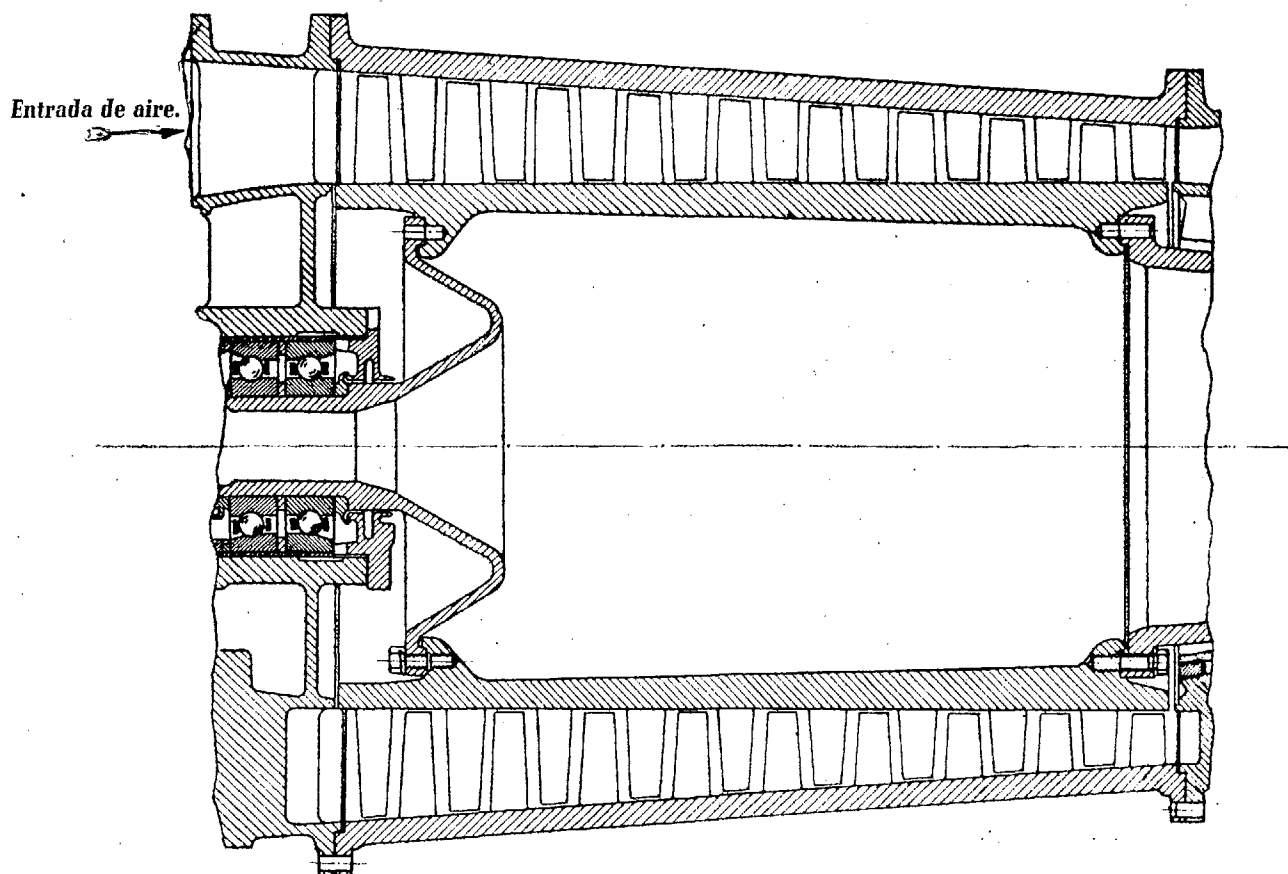


Fig. 55. — Esquema de un compresor axial de construcción en tambor (Ref. 3).

tras que la segunda es esencial en su aplicación a los motores de aviación. Basta mencionar que en los turborreactores que utilizan compresor axial se consiguen cerca de 30 Kg. de empuje por dm^2 de área frontal, contra los 16 ó 18 Kg./dm^2 de los turborreactores con compresor centrífugo, aunque este último sea de dos caras activas.

Como inconvenientes de los compresores axiales debe citarse su fabricación, que es notablemente más larga y costosa. Por otra parte, su proyecto es mucho más difícil, mientras que en los compresores centrífugos fácilmente se consiguen buenas características, sin tener que "afinar" mucho en su diseño.

Otro inconveniente de los compresores axiales es que sus curvas funcionales son de mayor pendiente (figs. 56 y 57), es decir, que pierden rápidamente características cuando se apartan de su punto nominal de funcionamiento, fenómeno que es bastante menos marcado en los centrífugos.

Por último, indicaremos que los compresores axiales son más sensibles a los deterioros que los centrífugos, y que, cuando se instalan en aviones, están mucho más expuestos a la formación de hielo en sus primeros escalones, con efectos notablemente perjudiciales que podrían dar lugar a la total pérdida de características del compresor.

Ha sido incesante el progreso del compresor axial. Prueba de ello es que en los primeros tipos de turborreactores, con excepción de los fabricados en Alemania, se utilizaba exclusivamente el compresor centrífugo. En cambio, hoy día, de unos 50 prototipos de turborreactores y turbohélices que existen en la actualidad, más del 60 por 100 utilizan el compresor axial. El progreso en la técnica de su diseño y las mejoras introducidas en los procesos de su fabricación han hecho posible este rápido desarrollo. Actualmente se trabaja en el diseño de compresores con álabes orientables, con lo

cual podrá conservarse su magnifico rendimiento en cualesquiera condiciones de trabajo, ventaja importantísima para sus aplicaciones al transporte terrestre, en el que es una característica normal el trabajar en condiciones variables de funcionamiento.

Referencias.

Además de las referencias número 1 al 14, citadas en la primera parte, debemos hacer mención de las siguientes:

- [15] H. T. ADAMS: "Elements of Internal Combustion Turbine Theory". Cambridge University Press, London, 1949.
- [16] W. H. LINDSEY: "The Development of the Armstrong Siddeley Mamba Engine". *Journal of the Royal Aeronautical Society*. Febrero 1949.
- [17] D. M. SMITH: "The Development of an Axial Flow Gas Turbine for Jet Propulsion". *The Institution of Mechanical Engineers*, Enero 1947.
- [18] F. W. GODSEY: "Gas Turbines for Aircraft". Mc. Graw-Hill Book. New York, 1949.

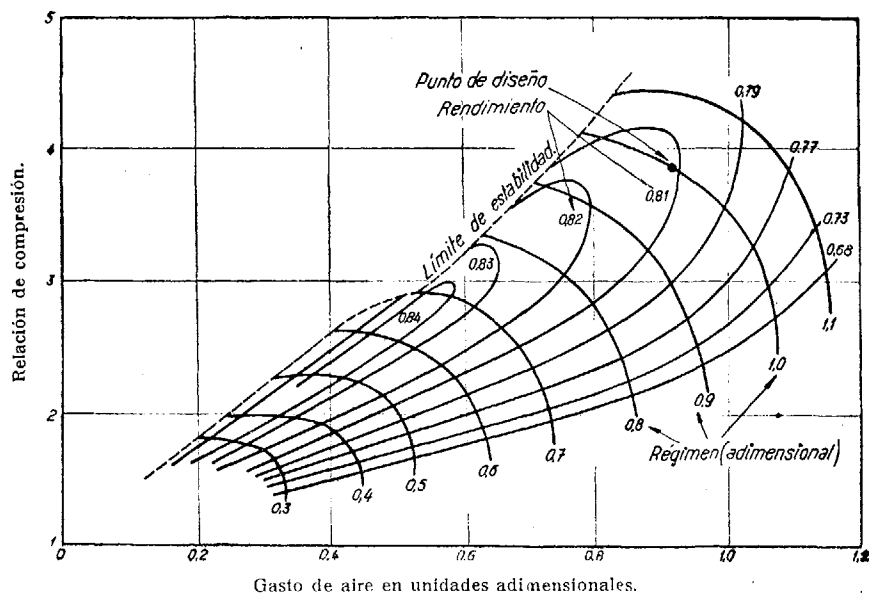


Fig. 56. — Curvas funcionales de un compresor centrífugo de elevadas características (Ref. 18).

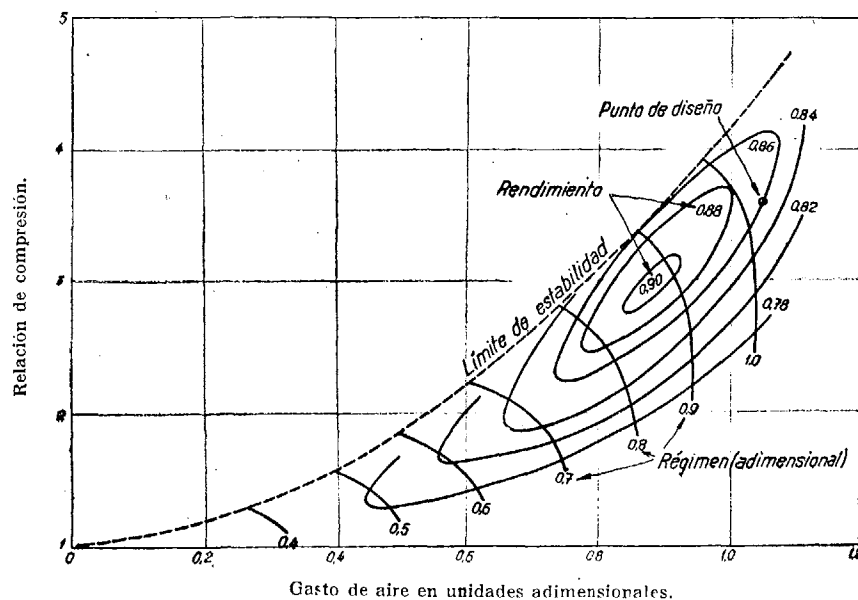


Fig. 57. — Curvas funcionales de un compresor axial de tipo normal (Ref. 17).

